

УДК 532.5; 62-135

ОБРАТНЫЕ КРАЕВЫЕ ЗАДАЧИ АЭРОГИДРОДИНАМИКИ КАК ИНСТРУМЕНТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН

А.В. Поташев, Е.В. Поташева

Аннотация

Важной составляющей процесса проектирования лопаточных элементов турбомашин является выбор формы их лопаток. Определяющее влияние на это имеет распределение скоростей. Поэтому одним из подходов к рациональному проектированию является использование обратных краевых задач аэрогидродинамики (ОКЗА). В данной работе продемонстрированы различные примеры применения ОКЗА для проектирования рабочих колес турбомашин.

Ключевые слова: обратная краевая задача аэрогидродинамики, турбомашины, лопаточные элементы.

1. Введение

В самой общей постановке, учитывающей пространственный характер течения, задача отыскания формы лопатки по заданному на ней распределению скорости весьма сложна. Поэтому при ее решении целесообразно использовать подход (см., например, [1–3]), состоящий в разложении исходной пространственной задачи на две взаимосвязанные двумерные. Использование описанного разложения в обратной задаче также соответствует решению двух двумерных обратных задач: нахождения формы осесимметричной проточной части турбомашины и профилирования двумерной решетки профилей, расположенной на выбранной поверхности тока осредненного течения в слое переменной толщины.

Метод решения обратной краевой задачи аэрогидродинамики (ОКЗА) (см., например, [4]), позволяет отыскивать форму профилей решетки, расположенной на осесимметричной поверхности тока, форма которой задана зависимостью $r(y)$. При этом считается известной и толщина слоя h , в котором происходит течение.

Здесь зависимость $r(y)$ определяется соотношением

$$dy = (r_0/r)ds_m,$$

где s_m – дуговая абсцисса меридианной линии тока, отсчитываемая от выбранного начала координат, r и r_0 – расстояние от оси вращения до рассматриваемой точки и выбранного начала координат. Величина r_0 также называется радиусом отображения.

Однако при проектировании рабочих колес турбомашин этого недостаточно. Во-первых, для отыскания формы всей лопатки необходимо решить ОКЗА для нескольких поверхностей тока, причем полученные профили сечений должны быть согласованы друг с другом, а сама форма лопатки – удовлетворять налагаемым на нее требованиям (геометрическим, прочностным и т.п.). Во-вторых, задаваемые в

ОКЗА распределения $r(y)$ и $h(y)$ зависят от формы искомым профилей (исключение составляют лишь зависимости $r(y)$ на основном и покрывном дисках), следовательно, они должны корректироваться в процессе проектировочного расчета. Таким образом, для использования решения ОКЗА при практическом проектировании необходимо разработать дополнительные подходы. Изложим некоторые из них на трех конкретных примерах.

2. Проектирование рабочего колеса компрессора

2.1. Задача проектирования. Поставленная задача проектирования состояла в модификации формы и числа лопаток рабочего колеса при сохранении формы его проточной части.

Исходное колесо имеет два ряда лопаток, с общим числом, равным 30. Лопатки изготовлены из листового материала и толщина их постоянна по всей длине за исключением кромок, при этом лопатки имели прямолинейные образующие, проходящие через ось вращения z (радиальные лопатки). Форма проточной части этого колеса приведена на рис. 1 (здесь и далее все линейные размеры отнесены к диаметру d_2 колеса на выходе; сплошные кривые соответствуют основному диску, а штриховые – покрывному). На рис. 1,а показано меридиональное сечение, а на рис. 1,б – проекция профилей лопаток на основном и покрывном дисках на плоскость (X, Y) , перпендикулярную оси вращения z .

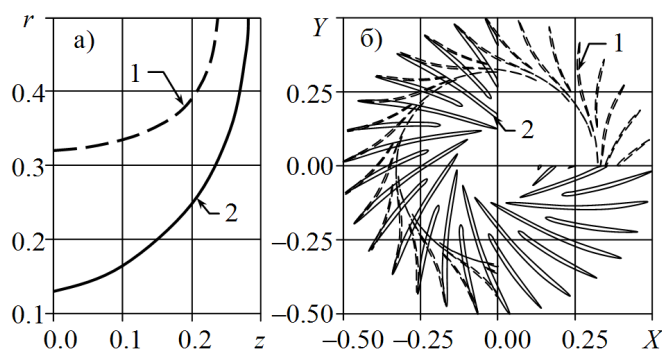


Рис. 1. Форма проточной части и лопаток исходного колеса и распределения $r(y)$ и $h(y)$.

2.2. Результаты расчета течения в исходном колесе. Результаты расчета течения в данном колесе по основному и покрывному дискам приведены на рис. 2. На рис. 2,а показаны зависимости $r(y)$ при значениях r_0 , приведенных в табл. 1. Здесь же изображены функции $h(y)$, полученные из решения задачи для осредненного осесимметричного течения. Найденные при этом параметры потока на входе в решетку (значения c_{0m} и v_{1x} , отнесенные к окружной скорости $u_2 = |\omega r_2|$ на выходе из колеса, где $r_2 = d_2/2$, d_2 – внешний диаметр колеса) также приведены в табл. 1. Форма профилей лопаток в плоскости конформного отображения (x, y) показана на рис. 2,б, а распределение скорости относительного движения – на рис. 2,в (величины скорости v также отнесены к u_2). Найденные значения коэффициента напора $\varphi_0 = H_{\text{теор}} g / u_2^2 = (\Gamma/t)(r_0/r_2)$, а также величины относительной циркуляции скорости Γ/t даны в табл. 1.

2.3. Проектировочный расчет. Выбранное колесо обеспечивает желаемые аэродинамические характеристики, однако не удовлетворяет технологическим тре-

Таблица 1.

	r_0	c_{0m}	v_{1x}	φ_0	Γ/t
Основной диск	0.1295	-0.262	0.0	0.78	3.028
Покрывной диск	0.3203	-0.297	0.0	0.75	1.165

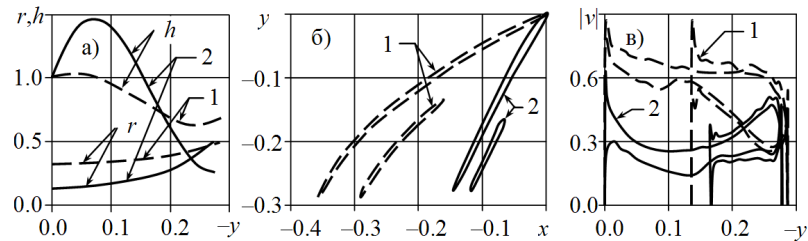


Рис. 2. Результаты расчета обтекания исходного колеса

бованиям. Вследствие большого числа лопаток и, следовательно, малого расстояния между ними затруднительным является фрезерование лопаток. Изготовление же колеса путем клепки лопаток к дискам также затруднено из-за сложности размещения достаточно прочных заклепок внутри лопаток.

При проектировании нового колеса была поставлена задача получения тех же (или несколько больших) значений коэффициента напора при меньшем количестве более толстых лопаток. Процесс проектирования колеса состоял в следующем.

На **первом этапе** была проведена модификация формы профиля лопатки на покрывном диске с использованием решения обратной задачи во второй постановке. При задании распределений $v_j(\sigma)$ ($\sigma \in [0, 1]$ – приведенная дуговая абсцисса контура профиля, отсчитываемая от точки схода потока до точки разветвления потока по обеим сторонам контура профиля; $j = 1$ соответствует стороне разрежения, $j = 2$ – стороне давления) за основу были взяты соответствующие распределения (штриховые кривые на рис. 3,а) на лопатках основного ряда исходного колеса (штриховые кривые на рис. 3,б). Эти распределения были модифицированы так, чтобы сохранить характер поведения «средней» скорости $|v_1(\sigma) + v_2(\sigma)|/2$ при некотором ее сглаживании. Для обеспечения требуемого коэффициента напора при меньшем числе лопаток была увеличена нагрузка, причем функция $|v_1(\sigma) - v_2(\sigma)|$ была взята постоянной на большей части интервала $\sigma \in [0, 1]$. Для увеличения радиусов кривизны кромок и, следовательно, толщины лопатки были также уменьшены градиенты скоростей $v'_j(0)$ и $v'_j(1)$. Полученные при этом функции $v_j(\sigma)$ показаны на рис. 3,а сплошными кривыми. Затем была решена серия обратных задач при различном числе лопаток n . Из построенных решений был выбран профиль (сплошная кривая на рис. 3,б), обеспечивающий требуемый напор ($\varphi_0 = 0.78$) при $n = 17$.

Второй этап состоял в построении профиля лопатки на основном диске и был аналогичен первому этапу. Отличие состояло в том, что величина n была фиксирована ($n = 17$), а распределение нагрузки на выходной кромке профиля подбиралось так, чтобы по возможности согласовать формы профилей на обоих дисках. Профиль лопатки основного ряда исходного колеса и распределения $v_j(\sigma)$ для него показаны на рис. 4 штриховыми кривыми, а заданные распределения $v_j(\sigma)$ и найденный из решения обратной задачи профиль – сплошными кривыми. Полученное при этом значение коэффициента напора равно $\varphi_0 = 0.76$.

Третий и наиболее трудоемкий **этап** проектирования лопатки состоял в моди-

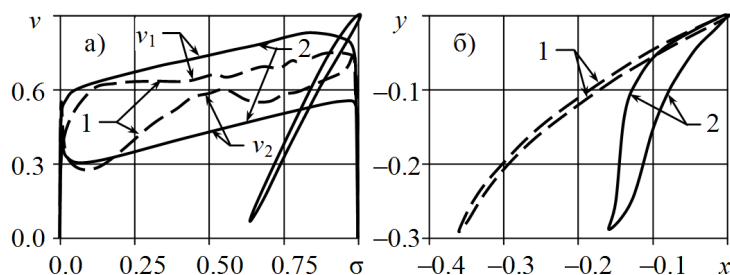


Рис. 3. Результат решения обратной задачи для покрывного диска:
1 – исходное колесо, 2 – спроектированное колесо.

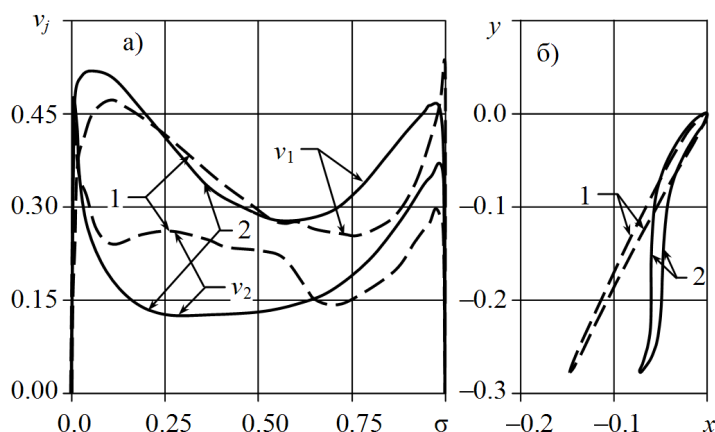


Рис. 4. Результат решения обратной задачи для основного диска:
1 – исходное колесо, 2 – спроектированное колесо.

фикации формы полученных профилей для их согласования друг с другом. При этом основными требованиями было условие радиальности лопаток и получение заданного напора при безотрывности обтекания. Кроме того, из соображений прочности необходимо было обеспечить большую толщину лопатки на основном диске по сравнению с покрывным. Для реализации этого проведена серия решений прямых и обратных задач с последовательной корректировкой формы профилей, найденных из решения обратной задачи, и распределений скорости на них, получаемых в результате прямого расчета обтекания. Построенные в результате профили лопаток, соответствующие им функции $h(y)$ и распределения скорости относительного движения показаны на рис. 5 (сплошные кривые соответствуют основному диску, а штриховые – покрывному). Проекция профилей лопаток на плоскость (X, Y) изображена на рис. 6,а а общий вид колеса – на рис. 6,б.

2.4. Результаты расчета течения в построенном колесе. Расчет течения в построенном колесе показал, что оно обеспечивает требуемое значение коэффициента напора ($\varphi_0 = 0.89$ на основном диске и $\varphi_0 = 0.78$ на покрывном диске). При этом из сравнения рис. 1,б и рис. 6,а видно, что указанные значения напора удалось получить при значительно меньшем числе (17 вместо 30) более толстых лопаток. Это уменьшение позволило также существенно увеличить межлопаточный зазор, то есть удовлетворить технологическим требованиям. Таким образом, благодаря возможности активно влиять на распределения скоростей, использование обрат-

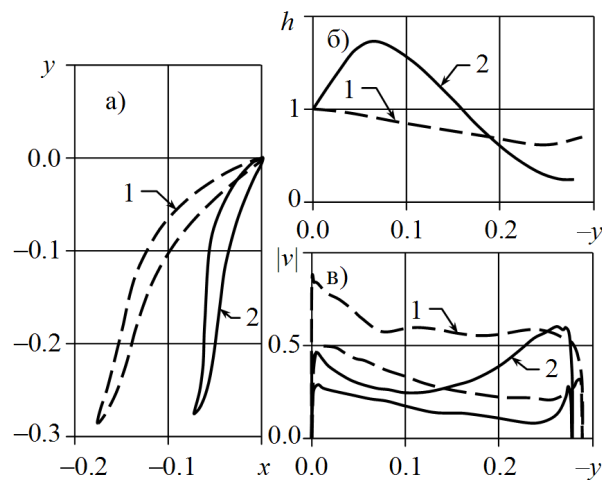


Рис. 5. Результаты расчета обтекания спроектированного колеса:
1 – покрывной диск, 2 – основной диск.

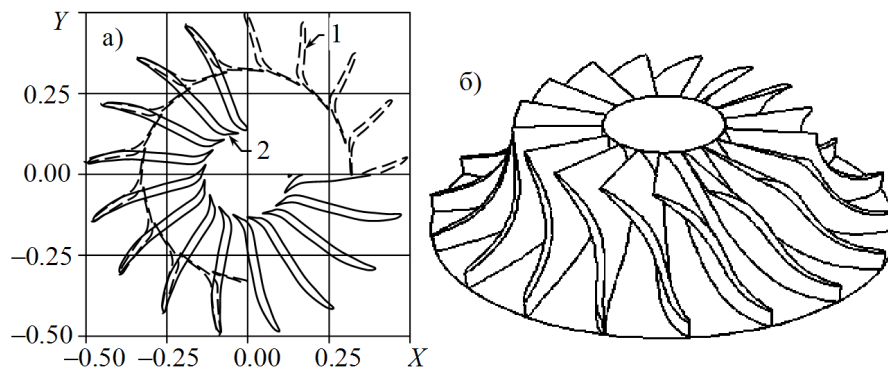


Рис. 6. Форма лопаток и общий вид спроектированного колеса:
1 – покрывной диск, 2 – основной диск.

ной задачи в комплексе с традиционными методами позволяет усовершенствовать процесс проектирования рабочих колес.

3. Проектирование рабочего колеса погружного насоса

3.1. Анализ течения в межлопаточном пространстве рабочего колеса КР 050.01.0 на различных режимах работы. Исходными данными для проводимых расчетов являлись: форма проточной части рабочего колеса, определенная формой и размерами основного и покрывного дисков (рис. 7,а, размеры даны в миллиметрах); форма лопаток, определенная чертежом (рис. 7,б), скорость вращения колеса $\omega = 2910$ об/мин. Известно, что колесо КР 050.01.0 наиболее эффективно работает при расходе около $Q = 50 \text{ м}^3/\text{сут.}$

Расчет распределений скорости на полученных решетках профилей проводился по методу, изложенному в [5,6]. В качестве расчетного диапазона был взят интервал изменения расхода $Q \in [18, 102] \text{ м}^3/\text{сут.}$, разбитый с шагом $6 \text{ м}^3/\text{сут.}$ Для каждого из выбранных значений проведен расчет на трех поверхностях тока: основной диск, покрывной диск и средняя поверхность. На рис. 8 приведены распределения

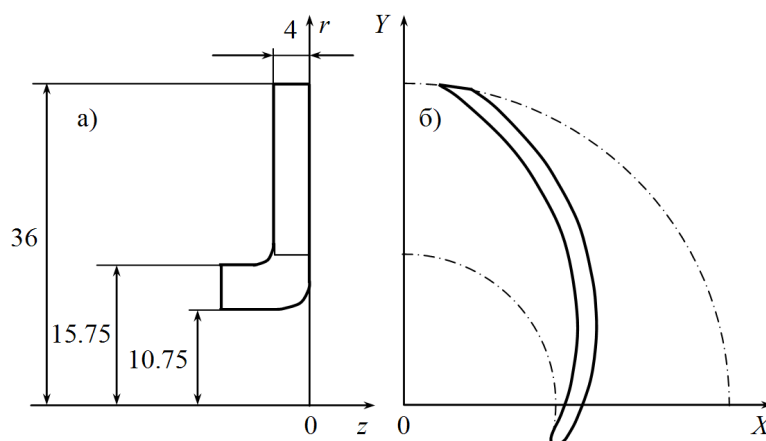


Рис. 7. Форма проточной части и лопатки колеса КР050.01.0.

скоростей $|v(y)|$ для основного диска при нескольких значениях Q (y - ордината во вспомогательной плоскости конформного отображения (x, y)) из указанного диапазона. Распределение скоростей для средней поверхности и для покрывного диска носят аналогичный характер.

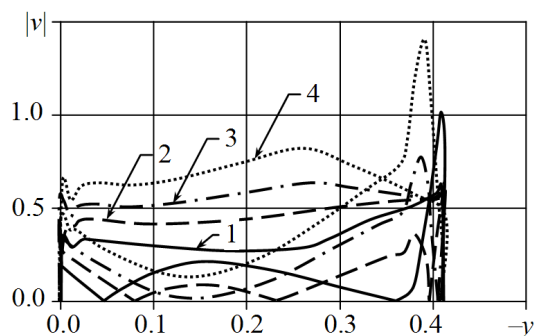


Рис. 8. Распределение скорости на основном диске рабочего колеса КР050.01.0 при:
1 - $Q = 18 \text{ м}^3/\text{сут.}$, 2 - $Q = 48 \text{ м}^3/\text{сут.}$, 3 - $Q = 72 \text{ м}^3/\text{сут.}$, 4 - $Q = 102 \text{ м}^3/\text{сут.}$

Анализ полученных результатов показал следующее.

1) При расходах $Q < 70 \text{ м}^3/\text{сут.}$ в межлопаточном канале рабочего колеса КР 050.01.0 присутствует сильно развитая область возвратного течения. Наличие такой области приводит к тому, что часть проточной части оказывается как бы «запертой». В результате этого в оставшейся части канала происходит чрезмерное возрастание скорости, которое может способствовать возникновению кавитации.

2) При расходах $Q > 60 \text{ м}^3/\text{сут.}$ наблюдается неэффективная работа передней части лопатки. До 15% лопатки на входном участке испытывает отрицательные нагрузки. Этот факт говорит о том, что входной участок работает достаточно эффективно лишь при расходе порядка $Q = 50 \text{ м}^3/\text{сут.}$, что совпадает с известными экспериментальными данными.

3) Из-за малого числа лопаток (то есть из-за достаточно широких межлопаточных каналов) наблюдаются высокие перепады скорости поперек проточной части. Наличие такого явления может приводить к образованию обширных областей пространственного отрыва.

3.2. Модификации профиля лопаток методами обратных краевых задач. В качестве основы для нахождения новой формы профиля было взято распределение скорости на профиле лопатки исходного колеса на средней поверхности тока при $Q = 72 \text{ м}^3/\text{сут}$. Анализ этого распределения (штриховая кривая на рис. 9) показывает, что на передней кромке данного колеса имеется нежелательный пик скорости. Кроме того, минимальная скорость на профиле лопатки близка к нулю, что уже при незначительном уменьшении расхода приводит к возникновению области возвратного течения в межлопаточном канале исходного колеса.

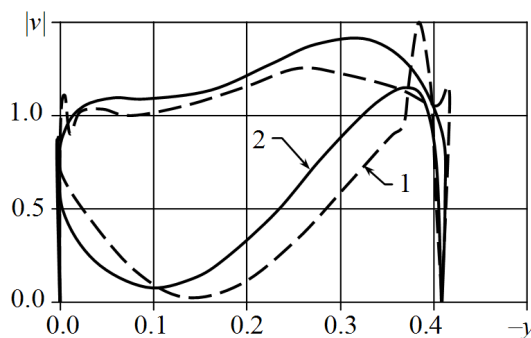


Рис. 9. Распределения скорости на средней поверхности при $Q = 72 \text{ м}^3/\text{сут}$:
1 – рабочее колесо КР050.01.0, 2 – модифицированное рабочее колесо.

Для того чтобы избавиться от этих недостатков, данное распределение скорости было модифицировано (сплошная кривая на рис. 9) и по нему на основе решения обратной задачи была найдена новая форма профиля лопатки в плоскости конформного отображения (сплошная кривая на рис. 10). Для сравнения здесь же приведен профиль лопатки исходного колеса (штриховая кривая на рис. 10).

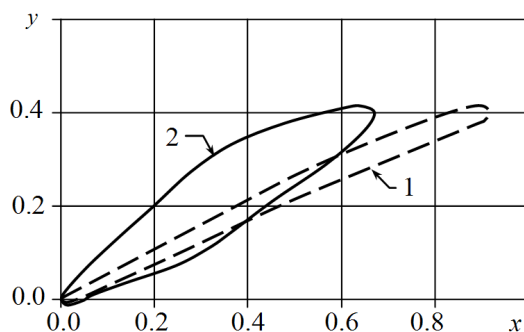


Рис. 10. Профили лопаток в плоскости конформного отображения на средней поверхности:
1 – рабочее колесо КР050.01.0, 2 – модифицированное рабочее колесо.

Для нового колеса были определены гидродинамические характеристики. В качестве расчетного диапазона вновь был взят интервал изменения расхода $Q \in [18, 102] \text{ м}^3/\text{сут}$, разбитый с шагом $6 \text{ м}^3/\text{сут}$, и для каждого из полученных значений проведен расчет на всех трех поверхностях тока. Распределения скоростей $v(y)$ на основном диске для некоторых значений расходов приведены на рис. 11.

Кроме расчета распределений скорости на контурах лопаток для выбранных поверхностей тока и заданных величин расхода проводилось также вычисление коэффициента теоретического напора φ_0 и коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$.

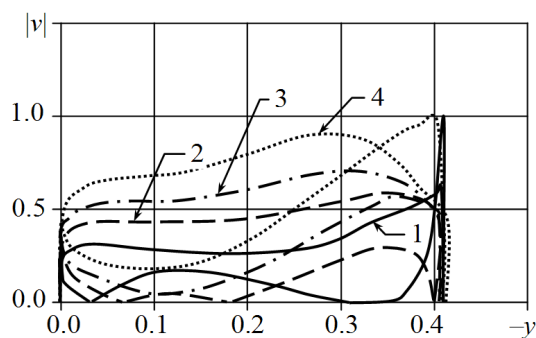


Рис. 11. Распределение скорости на средней поверхности модифицированного колеса при:
 1 – $Q = 18 \text{ м}^3/\text{сут.}$, 2 – $Q = 48 \text{ м}^3/\text{сут.}$, 3 – $Q = 72 \text{ м}^3/\text{сут.}$, 3 – $Q = 102 \text{ м}^3/\text{сут.}$

Зависимости $\varphi_0(Q)$ и $\zeta_{\text{пр}}(Q)$, соответствующие новой форме лопатки, показаны на рис. 12 сплошными линиями. Для оценки эффективности проведенной модификации формы профиля лопатки на рис. 12 также приведены соответствующие данные для исходного колеса (штриховые кривые).

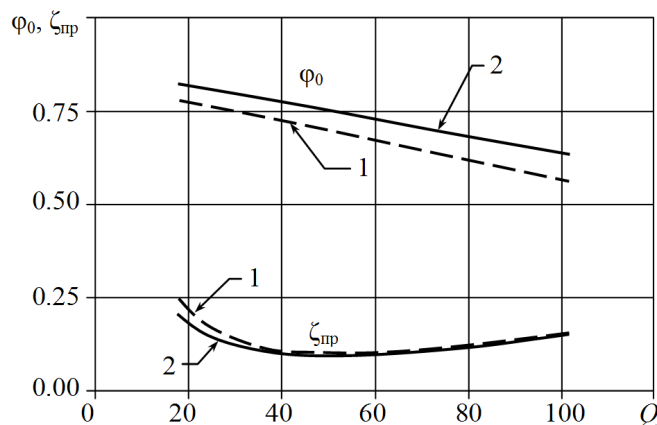


Рис. 12. Зависимости коэффициента напора φ_0 и коэффициента профильных потерь $\zeta_{\text{пр}}$ от расхода Q для средней поверхности колеса:
 1 – рабочее колесо КР050.01.0, 2 – модифицированное рабочее колесо.

Сравнение приведенных результатов показывает, что модифицированное колесо обладает при тех же значениях расхода как повышенным значением коэффициента напора, так и (при $Q < 50 \text{ м}^3/\text{сут.}$) пониженной величиной коэффициента профильных потерь.

Кроме того, анализ результатов проведенных расчетов позволяет сделать также следующие выводы:

1) Увеличение радиуса входной кромки лопатки привело к снижению уровня максимальной скорости и к ликвидации пиков скорости, наличие которых способствует возникновению отрыва или образованию кавитации.

2) Область возвратного течения в межлопаточном канале для модифицированного колеса появляется лишь при $Q < 50 \text{ м}^3/\text{сут.}$ (для исходного колеса она присутствовала при больших значениях расхода ($Q < 70 \text{ м}^3/\text{сут.}$)). Таким образом, новое колесо должно быть более устойчивым к возникновению кавитации.

3) Неэффективная работа передней части лопатки, которая на исходном колесе присутствовала при расходах $Q > 60 \text{ м}^3/\text{сут.}$, теперь наблюдается лишь при $Q > 78 \text{ м}^3/\text{сут.}$

4) За счет увеличения толщины лопатки и, следовательно, сужения межлопаточного канала удалось снизить перепады скорости поперек проточной части, что должно привести к уменьшению областей пространственного отрыва. Уменьшение областей пространственного отрыва приводит к меньшим затратам энергии на вихреобразование в потоке, а значит к увеличению КПД насоса.

4. Проектировочный расчет вентилятора газотурбинного двигателя ГТД-1000Т

Целью проектировочного расчета, изложенного в настоящем пункте, являлась модификация формы лопаток вентилятора двигателя ГТД-1000Т (см. рис. 13). При этом ставилась задача достижения более высоких значений коэффициента напора при одновременном снижении потерь энергии в рабочем колесе вентилятора.

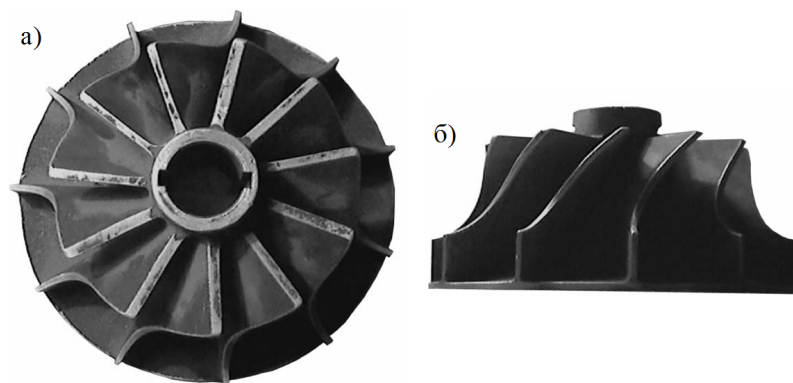


Рис. 13. Рабочее колесо вентилятора двигателя ГТД-1000Т.

4.1. Анализ течения газа через вентилятор на различных режимах работы. Для анализа аэродинамических характеристик газового потока через рабочее колесо был проведен прямой расчет в диапазоне изменения коэффициента расхода $\varphi_0 \in [0.2, 0.7]$ с шагом 0.1. В связи с тем, что данное колесо имеет сложную пространственную конфигурацию, решение строилось с учетом взаимовлияния решений двух двумерных задач друг на друга [5–7].

Зависимости коэффициента напора и профильных потерь от коэффициента расхода приведены на рис. 14 (здесь и далее использованы следующие сокращения: «ОД» – основной диск, «ПТ2» – вторая поверхность тока, «СЛ» – средняя поверхность тока, «ПТ4» – четвертая поверхность тока, «ПД» – покрывной диск, «среднее» – значения, осредненные по всем пяти поверхностям тока).

Анализ этих зависимостей показал следующее.

1. Имеется существенное отличие в величинах коэффициента напора на разных поверхностях тока, особенно с увеличением расхода. Это ведет к сильной завихренности потока и возникновению вихревых потерь.

2. Из рис. 14,б видны существенные отличия в поведении зависимости коэффициента профильных потерь $\zeta_{\text{пр}}$ от расхода. Кроме того, замечен существенный рост потерь на основном диске.

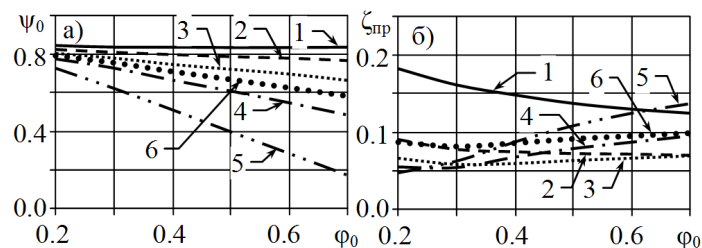


Рис. 14. Зависимости коэффициентов напора и потерь от коэффициента расхода для исходного колеса:
1 – ОД, 2 – ПТ2, 3 – СП, 4 – ПТ4, 5 – ПД, 6 – среднее.

Для проведения проектных расчетов в качестве базового режима было выбрано значение коэффициента расхода $\varphi_0 = 0.35$, в окрестности которого наблюдаются наименьшие значения потерь. Результаты расчета течения через рабочее колесо вентилятора показаны на рис. 15 – рис. 18.

На рис. 15,а представлен вид на исходное колесо спереди, на рис. 15,б – формы осесимметричных поверхностей тока, на рис. 16,а – зависимости $h(y)$ и на рис. 16,б – формы решеток профилей в плоскости конформного отображения для пяти поверхностей тока. На следующих рисунках приведены картины течения и распределения скорости на основном (рис. 17) и покрывном дисках (рис. 18).

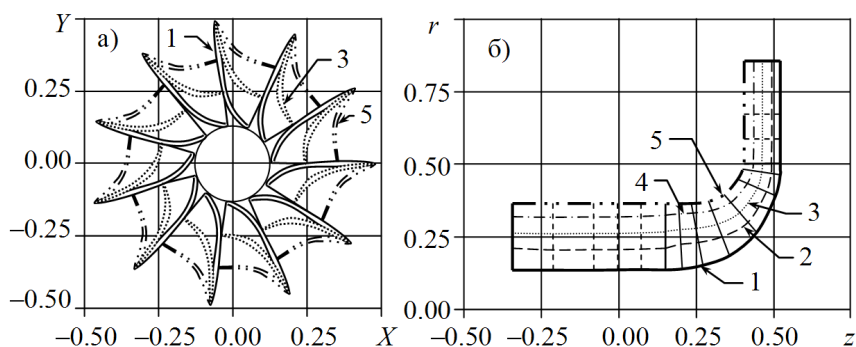


Рис. 15. Формы лопаток и осесимметричных поверхностей тока для исходного колеса:
1 – ОД, 2 – ПТ2, 3 – СП, 4 – ПТ4, 5 – ПД.

Анализ приведенных распределений позволил выявить следующие моменты, отрицательно влияющие на работу колеса.

1. Входной участок лопатки вентилятора на данном режиме течения является ненагруженным на основном диске, а на покрывном – испытывает даже отрицательные нагрузки.

2. Вблизи передней кромки лопатки на основном диске наблюдается плоский отрыв потока (область отрыва потока на профиле лопатки и распределении скорости отмечена символами ♦).

4.2. Первая модификация рабочего колеса. Целью первой модификации являлось исправление распределения скорости по контуру лопатки на покрывном диске. При этом требовалось ликвидировать область отрицательных нагрузок на входном участке и повысить величину коэффициента напора.

После внесения соответствующих изменений в распределение скорости (рис.

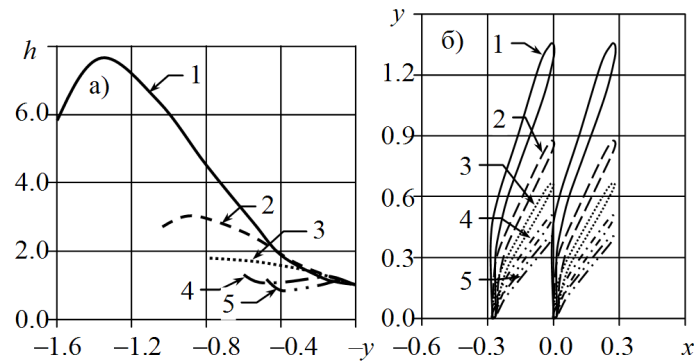


Рис. 16. Зависимости $h(y)$ и формы решеток профилей для пяти поверхностей тока:
1 – ОД, 2 – ПТ2, 3 – СП, 4 – ПТ4, 5 – ПД.

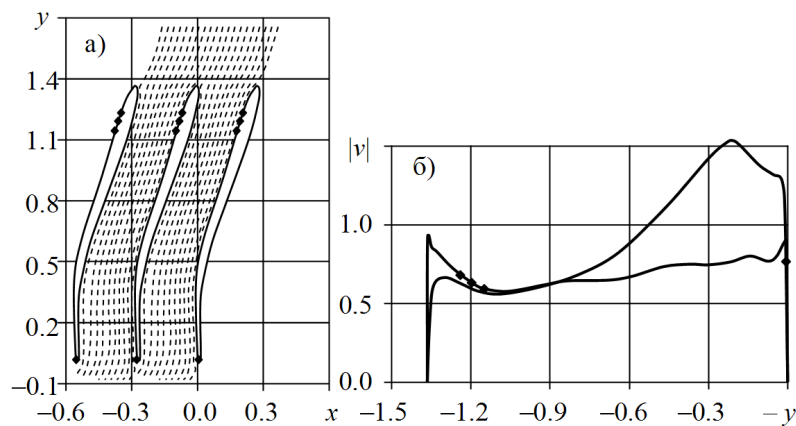


Рис. 17. Результаты расчета течения на основном диске.

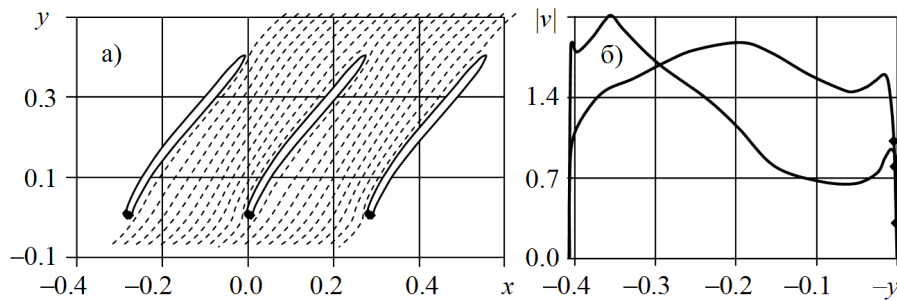


Рис. 18. Результаты расчета течения на покрывном диске.

19,а) и решения обратной задачи по методу [4] была найдена новая форма профиля лопатки на покрывном диске. Затем были внесены соответствующие изменения в форму лопатки рабочего колеса (см. рис. 19,б) и проведен расчет обтекания, по программам, разработанным в [5–7].

Из сравнения распределений скорости на профилях лопатки по покрывному диску для исходного колеса (рис. 18,б) и модифицированного (рис. 19,а) видно, что поставленная цель достигнута.

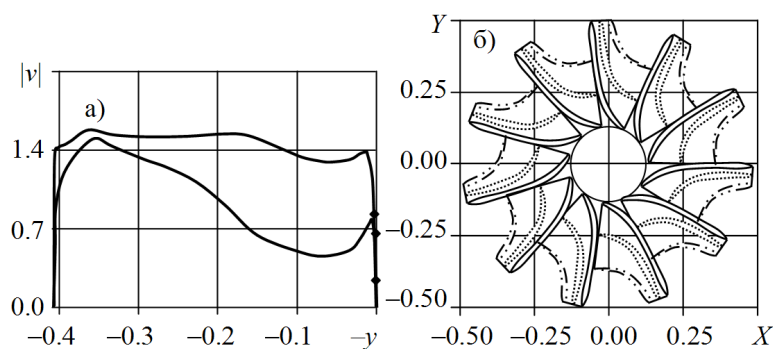


Рис. 19. Модифицированное распределение скорости и форма лопаток после первой модификации.

4.3. Вторая модификация рабочего колеса. Во второй модификации ставилась цель исправления распределения скорости по контуру лопатки на основном диске. При этом решалась задача увеличения нагрузки на входном участке и ликвидации отрывной области. Кроме того, требовалось уменьшить величину коэффициента напора, приблизив его к значению для покрывного диска.

После внесения соответствующих изменений в распределение скорости и решения обратной задачи получена новая форма лопаток рабочего колеса (см. рис. 20,а). Результаты проведенного расчета (рис. 20,б) показали достижение поставленных целей (сравните рис. 17,б и рис. 20,б).

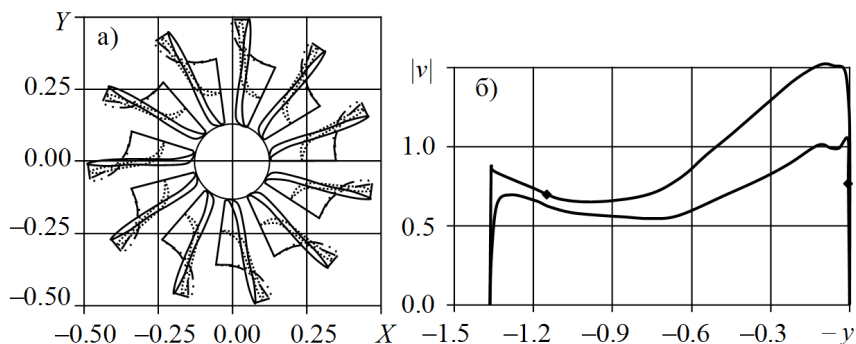


Рис. 20. Форма лопаток после второй модификации и распределение скорости по контуру профиля на основном диске.

4.4. Анализ течения газа через модифицированный вентилятор на различных режимах работы. Для анализа аэродинамических характеристик газового потока через модифицированное рабочее колесо был проведен прямой расчет в диапазоне изменения коэффициента расхода $\varphi_0 \in [0.2, 0.7]$ с шагом 0.1. Зависимости коэффициента напора и коэффициента профильных потерь от коэффициента расхода приведены на рис. 21. Сопоставление с соответствующими характеристиками исходного колеса (рис. 14) показало следующее.

1. Удалось существенно уменьшить имевшееся отличие в величинах коэффициента напора на разных поверхностях тока. При этом увеличилось среднее значение напора при высоких расходах газа через вентилятор.

2. Имевшиеся ранее отличия в поведении зависимости профильных потерь от

расхода также удалось уменьшить, что привело к снижению среднего значения коэффициента потерь.

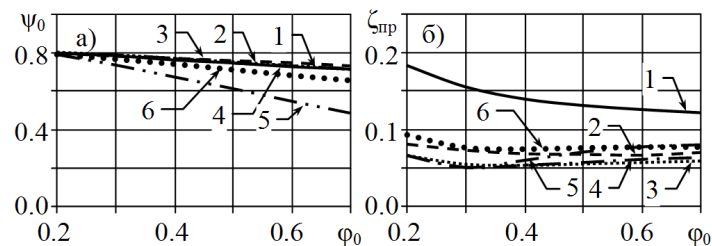


Рис. 21. Зависимость коэффициента напора от коэффициента расхода для модифицированного колеса
1 – ОД, 2 – ПТ2, 3 – СП, 4 – ПТ4, 5 – ПД, 6 – среднее.

Таким образом, можно сделать вывод, что рабочее колесо вентилятора, построенного в результате описанных модификаций, обладает более устойчивыми характеристиками в большом диапазоне изменения коэффициента расхода.

Summary

A.V. Potashev, E.V. Potasheva An inverse boundary value problem aerohydrodynamics as a design tool impellers turbomachinery. An important part of the design process of turbomachinery blade element is the choice of the shape of their blades. Decisive influence on it has a distribution of velocities. Therefore, one approach to the rational design is the use of inverse boundary value problems aerohydrodynamics (IBVPA). In this paper we demonstrate various examples of IBVPA for the design of turbomachinery impellers.

Key words: inverse boundary value problem aerohydrodynamics, turbomachine, blade elements

Литература

1. Викторов Г.В. Гидродинамическая теория решеток. – М.: Высш. школа, 1969. – 368 с.
2. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз, 1962. – 512 с.
3. Эттингер И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
4. Вячкилев О.А., Ильинский Н.Б., Поташев А.В., Поташева Е.В., Таюрская Г.Р. Обратная краевая задача для решетки профилей, расположенной на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1996. – № 11. – С. 134-142.
5. Поташев А.В., Поташева Е.В. Разработка методики и программы расчета осредненного осесимметричного потока с учетом переменности стеснения потока // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – Вып. 2. – С. 8-12.
6. Поташев А.В., Поташева Е.В. Методики аэродинамического расчета и проектирования рабочих элементов турбомашин. // Труды XIV международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Т.1./ ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа». Казань: Изд-во «Слово», 2007. С. 307-323.
7. Поташев А.В., Поташева Е.В. Метод расчета пограничного слоя в осредненном потоке. // Компрессорная техника и пневматика. 2010. №4. С.8-13.

Сведения о каждом из авторов статьи

Поташев Андрей Валерьевич – доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры "Инженерно-технических дисциплин и сервиса" Казанского кооперативного института (филиала) Российского университета кооперации

E-mail: *pot_andrey@mail.ru*

Поташева Елена Владимировна – кандидат технических наук, доцент кафедры "Инженерно-технических дисциплин и сервиса" Казанского кооперативного института (филиала) Российского университета кооперации

E-mail: *e.v.potashева@rucoop.ru*